سال سی و دوم، شمارهٔ دو، ۱٤۰۰ (۷۷-۹۲) DOI: 10.22067/jacsm.2021.56517.0

شبیه‌سازی جریان گرما-شاره در مبدل گرمایی با صفحهٔ میانی الاستیک در شرایط کاری مختلف*

مقاله پژوهشی

سید اسماعیل رضوی[۱] توحید ادیبی[۲]

چکیده *در این مقاله یک مبدل گرمایی صفحه‌ای با جریان ناهمسو در شرایط کاری مختلف بررسی شده است. ٤حالت مختلف در جریان‌های لایه‌ای و آشفته با صفحهٔ میانی صلب و الاستیک در اعداد رینولدز مختلف مطالعه شده و تأثیر الاستیک‌کردن صفحهٔ جداکننده روی انتقال گرما و کارایی مبدل بررسی شده است. پروفیل سرعت سینوسی در ورودی کانال سرد به کار رفته است. نتایج این پژوهش نشان داد که الاستیک‌کردن صفحهٔ میانی در هر ۲جریان لایه‌ای و آشفته باعث بهبود انتقال گرما در مبدل گرمایی می‌شود. همچنین نتایج نشان داد که ضریب اصطکاک متوسط در مبدل گرمایی با صفحهٔ میانی الاستیک از ضریب اصطکاک متوسط نسبت به مبدل گرمایی با صفحهٔ میانی صلب بیشتر است. با تعریف کارایی و درنظرگرفتن هر ۲عامل افزایش انتقال گرما و افزایش افت فشار، حالت‌هایی که کارایی کل مبدل گرمایی با صفحهٔ الاستیک بیشتر از یک بود، تعیین شد. نتایج نشان داد که در اکثر مواقع این کارایی برای مبدل گرمایی با صفحهٔ الاستیک بیشتر از یک است. نتایج نشان داد که حداکثر کارایی ۵/۲ است که در عدد رینولدز ۳۰۰۰ مشاهده شد و حداقل کارایی ۰/۹ است که در عدد رینولدز ۲۰۰ اتفاق می افتد.*

واژه‌های کلیدی مبدل گرما، صفحهٔ الاستیک، عدد نوسلت، سرعت سینوسی، عدد رینولدز

مقدمه

فرایند تبادل گرما بین ۲سیال با دماهای متفاوت که توسط دیوارهٔ جامدی از هم جدا شده‌اند، در بسیاری از کاربردهای مهندسی روی می‌دهد. موارد کاربرد مبدل‌های گرمایی را در سیستم‌های گرمایش ساختمان‌ها، تهویه مطبوع، تولید قدرت، بازیابی گرمای هدر رفته و فرایندهای شیمیایی می‌توان یافت. افزایش آهنگ انتقال گرما در مبدل‌های گرمایی اهمیت زیادی دارد. پژوهش‌های زیاد روی مبدل‌های گرمایی انجام گرفته است. موضوع انتقال گرما از موضوعات مهم است که عموما به‌دلیل اینکه معادلات حاکم بر جریان انتقال گرما حل تحلیلی ندارند و روش‌های آزمایشگاهی هم هزینه‌های زیادی دارد، تحقیقات زیادی به‌صورت عددی انجام گرفته است [1-4]. جی و همکارانش [5] نوع جدیدی از مبدل حرارتی با لولهٔ پیمایشی الاستیک پیشنهاد دادند. تأثیر سرعت ورودی مایع در عملکردهای انتقال حرارت در این مبدل حرارتی جدید بررسی شد. کومار و همکاران [6] تغییرات در مبدل گرمایی ایجاد کردند که باعث بهبود عملکرد آن شد. پارامترهای هندسی مثل طول و عرض و قطر لوله‌ها بررسی شده است. صادقی و همکارانش [7] یک مبدل گرمایی را مطالعه کردند. در این مطالعه، اثر شارژ و تخلیهٔ چندلایه مواد تغییر فاز در استوانه‌های هم‌مرکز با شرایط مرزی دوره‌ای به‌صورت عددی بررسی شده است تا تأثیر آن‌ها روی مبدل گرمایی بررسی شود. رضوی و همکارانش [8] در یک مطالعه از یک مفتول کنترلگر در بالادست جریان استفاده کردند تا نرخ انتقال گرما را افزایش دهند. در این کار عددی جریان اصلی بعد از عبور از روی مفتول از روی یک استوانهٔ داخل یک کانال عبور می‌کرد. کاظمی [9] و همکارانش یک مطالعه روی انتقال گرما در یک برج خنک‌کن انجام دادند. در این مطالعه از روش لوییس استفاده کردند. نظری و همکارانش [10] هم‌رفت

* تاریخ دریافت مقاله ۱۳۹۸/۱۲/۱۲و تاریخ پذیرش آن ۱٤۰۰/۳/۳۰ می‌باشد.
(۱) استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران.
(۲) نویسنده مسئول : استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بناب، بناب، ایران
Email: tohidadibi@bonabu.ac.ir

آزاد را در یک حفره بررسی کردند. روش‌های مختلفی برای افزایش نرخ انتقال گرما در این حفره استفاده شد.

خان و یووانوویچ [11] به مطالعهٔ تحلیلی جریان هم‌رفت اجباری لایه‌ای در یک میکروکانال دوبعدی مستطیلی با شرایط پایا از نظر گرمایی و هیدرودینامیکی پرداختند. هوا سیال خنک‌کننده بود و انتقال گرما در راستای طول کانال نادیده گرفته شد و فرض شد که گرادیان فشار در جهت محوری به‌صورت خطی تغییر می‌کند. همچنین دریافتند که افت فشار با کاهش عدد نادسن و افزایش نسبت ابعاد کانال کاهش می‌یابد. نشان داده شد که میانگین ضریب انتقال گرمای مبدل گرمایی با افزایش نسبت آهنگ جریان حجمی افزایش می‌یابد. ال‌نیمر و همکاران [12] رفتارهای گرمایی و هیدرودینامیکی جریان در یک میکرومبدل گرمایی با صفحات موازی را عددی بررسی کردند. تأثیر پارامترهای مختلفی ازجمله عدد نادسن، ظرفیت گرمایی، ضریب اثربخشی و تعداد واحدهای انتقال مبدل را بررسی کردند. نتایج نشان داد در مقادیر پایین عدد نادسن، تعداد واحدهای انتقال مبدل با افزایش ظرفیت گرمایی افزایش می‌یابد.

حسن و همکاران [13] تأثیر هندسهٔ کانال در عملکرد یک مبدل گرمایی جریان ناهمسو را مطالعه کردند. تأثیر شکل کانال مانند دایروی، مستطیلی، مربعی و ذوزنقه‌ای با شبیه‌سازی عددی مطالعه شد. کاهش حجم هر کانال یا افزایش تعداد کانال‌ها باعث افزایش انتقال گرما شد، اما انرژی مورد نیاز و همچنین افت فشار افزایش یافت. کانال با شکل دایروی از لحاظ عملکرد بهترین نتیجه را داراست. ورا و لینان [14] مبدل‌های گرمایی با جریان ناهمسو و با صفحات موازی را نظری و عددی بررسی کردند. مدل دوبعدی برای بررسی تحلیلی و تقریب جریان کاملا توسعه‌یافتهٔ ناهمسو در یک مبدل گرمایی صفحه‌ای طراحی و با روش اختلاف محدود حل شد. در میان روش‌های غیرفعال برای افزایش اثربخشی مبدل گرمایی، روش‌های بر پایهٔ تغییر شکل دیوارهٔ مجرا از استقبال گسترده‌ای برخوردار بوده و مطالعات عددی و تجربی برای تحلیل جریان سیال در کانال‌هایی با دیوارهٔ موجی‌شکل انجام شده است. اسماعیل و همکاران [15] مروری جامع بر مطالعات انجام‌شده در این زمینه داشته‌اند. بر اساس این پژوهش‌ها شکل موجی دیواره سبب تقویت جریان‌های عرضی در مجرا شده و به انتقال گرما کمک می‌کند. همچنین افت فشار در کانال‌های موج‌دار نسبت به کانال‌های با دیوارهٔ صاف بیشتر بوده است و این امکان وجود دارد که آهنگ انتقال گرما در محل‌های خاصی به‌طور موضعی کاهش یابد. با بهینه‌سازی شکل دیواره می‌توان نرخ انتقال گرما را افزایش داد و افت فشار را در حد قابل‌قبولی نگه داشت. ژان و همکاران [16] در یک مطالعهٔ تجربی اثر پارامترهای مختلف هندسی را روی عملکرد مبدل گرمایی ناهمسو بررسی کردند. به‌طورکلی مبدل‌های گرمایی با جریان ناهمسو نتیجهٔ بهتری در خنک‌کاری نسبت به جریان متقاطع ارائه می‌دهد، اگرچه بازده انرژی جریان ناهمسو اغلب کمتر از جریان متقاطع است. شکل مقطع مبدل گرمایی همچنین دارای اثر قابل توجهی در بازدهی سیستم است. ساماتا و همکاران [17] مبدل گرمایی با جریان ناهمسو و صفحات راه‌راه ۹صفحه‌ای را مدل‌سازی عددی کردند. مبدل گرمایی جریان ناهمسو با مبدل گرمایی با صفحات موازی مقایسه و نشان داده شد که اثربخشی مبدل گرمایی با جریان ناهمسو نسبت به مبدل گرمایی با صفحات موازی بیشتر است.

سو و همکاران [18] با نرم‌افزار فلوئنت انتقال گرما در کانال سینوسی سه‌بعدی با مقطع مستطیلی و سیال آب را در رژیم جریان لایه‌ای بررسی و مشاهده کردند که میزان افزایش عدد نوسلت نسبت به افزایش ضریب اصطکاک قابل توجه است. فیضل و همکاران [19] مطالعهٔ تجربی روی مبدل گرمایی صفحه‌ای راه‌راه برای کاربردهای صنعتی با اختلاف درجهٔ کم انجام دادند. آن‌ها مطالعه خود را به یکی از ۲۰کانال موجود در مبدل گرمایی محدود کردند. فاصلهٔ بین صفحات تغییر داده شد تا حالت بهینه برای آهنگ انتقال گرما یافته شود. سیال عامل در ۲طرف سرد و گرم آب بوده است. مشاهده شد که برای فاصله صفحهٔ صلب، میانگین انتقال گرما بین ۲سیال با افزایش آهنگ جریان سیال گرم

افزایش می‌یابد. موج‌های روی صفحه باعث افزایش آشفتگی در سرعت‌های بالا می‌شود. نتایج نشان داد انتقال گرمای بهینه در کمترین فاصله بین صفحات اتفاق می‌افتد و با افزایش آهنگ جریان، افت فشار نیز افزایش می‌یابد.

ژانگ و همکاران [20] مطالعهٔ عددی و تجربی روی میزان رسوب آب در یک مبدل گرمایی با صفحات موج‌دار انجام دادند. آن‌ها پارامترهای مختلف هندسی مانند ارتفاع صفحه، فاصلهٔ صفحات و زاویهٔ صفحه را بررسی کردند. ضریب انتقال گرما و ضریب اصطکاک در آزمایشات به دست آمدند. یان بل و همکاران [21] یک رویکرد جدید و قوی ارائه دادند که می‌تواند برای پیش‌بینی آهنگ انتقال گرما حالت پایا برای مبدل‌های گرمایی با جریان ناهمسو با هر ترکیبی از شرایط داخلی ازجمله تک‌فاز یا دوفاز استفاده شود. صراف و همکاران [22] شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی را برای به‌دست‌آوردن تأثیر زاویهٔ صفحهٔ موج‌دار روی مبدل گرمایی صفحه‌ای را انجام دادند. آن‌ها تلاش کردند رابطهٔ بین ساختار جریان و ضریب اصطکاک را با تحلیل نتایج شبیه‌سازی عددی بررسی کنند. مقایسهٔ نتایج عددی و تجربی نشان داد که روند مشابهی در تغییرات پارامترهای اصلی جریان مانند اصطکاک و ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی باتوجه‌به عدد رینولدز وجود دارد.

جان واج و همکاران [23] تأثیر زیرلایه‌های متخلخل فلزی را بر افت فشار و انتقال گرمای مبدل صفحه‌ای فولادی ضدزنگ بررسی کردند. همچنین تحلیل تجربی از تشدید انتقال گرما را در این مبدل انجام دادند. آزمایشات آن‌ها در ۲مرحله انجام شد، در مرحلهٔ اول فولاد ضدزنگ ضدعفونی‌کنندهٔ فشردهٔ مبدل گرمایی صفحه‌ای بررسی شد و در مرحلهٔ دوم همان مبدل با سطح انتقال گرمای اصلاح‌شده و انتقال گرما و ویژگی‌های جریان مقایسه شد. نتایج نشان داد که ساخت چنین مبدل‌های گرمایی در بعضی از محدوده‌های جریان و برای بعضی مایعات مزایای بسیار زیادی دارد.

امین‌الدین و سید زبیر [24] یک مبدل گرمایی با جریان ناهمسو با هدایت طولی با جداسازی دیوار همراه با شار گرمایی خارجی را بررسی کرده‌اند. سیستم ناهمگن معادلات با روش جداسازی متغیرها حل شده است. آن‌ها ۳ نوع شرط مرزی را در طول دیوارهٔ جداکننده مشخص کرده‌اند. عمران و همکاران [25] اثر پارامترهای هندسی مبدل گرمایی بر عملکرد گرمایی و هیدرولیکی مبدل را مطالعه کرده‌اند. همچنین پارامترهای هندسی را برای بیشینه انتقال گرما و افت فشار حداقل با روش الگوریتم ژنتیک بهینه‌سازی کردند. به‌دلیل رابطهٔ معکوس بین افت فشار و انتقال گرما هیچ راه‌حل مشترکی برای رسیدن به حالت بهینه هر دوطرف وجود ندارد. نتایج آن‌ها نشان داد که انتقال گرما و افت فشار به‌شدت تحت‌تأثیر فاصله و تعداد صفحات گرمایی است. تاو ژانگ و همکاران [26] یک مبدل گرمایی صفحه‌ای با فوم‌های فلزی را تحلیلی بررسی کردند و نتایجی را برای مبدل‌های ترکیبی با کانال‌های متقارن و نامتقارن برای بهینه‌سازی عملکرد انتقال گرما به‌دست آورده‌اند. اثر پارامترهای مختلف ازجمله تخلخل، تراکم منافذ، اندازهٔ کانال و ارتفاع فوم‌های فلزی روی عملکرد انتقال گرما و افت فشار تحلیل شده است. نتایج نشان داد که عملکرد کلی مبدل گرمایی به تعادل بهینهٔ انتقال گرما از فوم‌های فلزی و مقاومت گرمایی از حمل سیال در دور از دیوارهٔ گرم به‌وسیلهٔ فوم‌های فلزی وابسته است. نتایج نشان می‌دهد با افزایش ارتفاع ورودی کانال، ضریب جابه‌جایی گرما کاهش و افت فشار افزایش می‌یابد و با افزایش ارتفاع خروجی کانال ضریب جابه‌جایی گرمایی افزایش و افت فشار کاهش می‌یابد. شیخ‌الاسلامی و همکارانش [27] در کار عددی دیگری یک مبدل گرمایی را با روش المان محدود شبیه‌سازی کردند. برای افزایش انتقال گرما از پره و نانوذرات استفاده شد.

در مقالات بررسی‌شده نرخ انتقال گرما به روش‌های مختلف افزایش یافته است که دراین‌مورد بین مقالات بررسی‌شده و مقالهٔ حاضر تشابه وجود دارد. اما در هیچ‌کدام از مقالات کارشده صفحهٔ الاستیک برای افزایش نرخ انتقال گرما استفاده نشده است. از این جهت مقالهٔ حاضر کار جدیدی است. در این مقاله جریان‌های

لایه‌ای و آشفته در مبدل گرمایی با جریان ناهمسو با صفحات میانی صلب و الاستیک بررسی شده است. هدف از این مطالعه بررسی عوامل مؤثر بر بهبود عملکرد مبدل گرمایی با جریان ناهمسو یا به‌عبارتی افزایش انتقال گرما در مبدل است. به همین منظور با سرعت ورودی سینوسی که موجب تغییر شکل صفحهٔ الاستیک می‌شود، عملکرد انتقال گرما در اعداد رینولدزهای مختلف و جریان لایه‌ای و آشفته بررسی می‌شود. پژوهش‌های حاضر بیشتر روی جنبه‌های انتقال گرما تأکید دارد نه صرفا کاربرد آن. البته با مقداری کار طراحی قابل اعمال در برخی مبدل‌ها، بسته به گستره کاری مبدل گرمایی با صفحهٔ میانی الاستیک، جنس صفحهٔ الاستیک باید طوری در نظر گرفته شود تا در دماهای بالا خواص سازه‌ای خود را حفظ کند.

معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جریان لایه‌ای، تراکم‌ناپذیر، دوبعدی و ناپایا به‌صورت زیر است.

$$
\begin{aligned}
&\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0\\
&\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=\\
&-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\upsilon\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right),\\
&\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=\\
&-g-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\upsilon\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right),\\
&\frac{\partial T}{\partial t}+u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\\
&\frac{1}{\rho C_p}\left(u\frac{\partial p}{\partial x}+v\frac{\partial p}{\partial y}\right)+\\
&\frac{k}{\rho C_p}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right)+\frac{\mu}{\rho C_p}\Phi,\\
&\Phi=\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2+\\
&2\left(\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2\right)
\end{aligned}
\tag{۱}
$$

در حالت جریان آشفته، پارامترهای جریان یعنی سرعت‌ها، فشار و دما به‌صورت یک مؤلفه میانگین و یک مؤلفه نوسانی تعریف می‌شوند(رابطهٔ ۲).

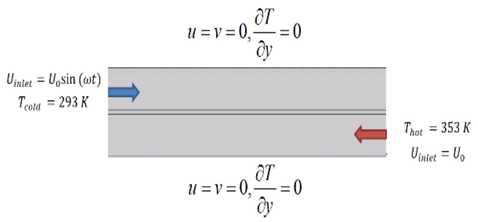
$$
\begin{aligned}
&u=u'+\bar{u},\quad v=v'+\bar{v}\\
&p=p'+\bar{p},\quad T=T'+\bar{T}
\end{aligned}
\tag{۲}
$$

روش‌های حل متنوعی برای جریان‌های آشفته ارائه شده است. معادلات حاکم بر جریان لایه‌ای، تراکم‌ناپذیر، دوبعدی و ناپایا در حالت بی‌بعد مانند زیر هستند [28]:

$$
\begin{aligned}
&\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0;\\
&\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=\\
&-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right);\\
&\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=\\
&-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right);\\
&\frac{\partial T}{\partial t}+u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\\
&\frac{1}{Re}\frac{1}{Pr}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right).\\
&Re=\frac{\rho VL}{\mu},\ Pr=\frac{C_P\mu}{k}
\end{aligned}
\tag{۳}
$$

عرض کانال به‌عنوان طول مشخصه برای عدد رینولدز به کار می‌رود. مشخصات فیزیکی مثل ویسکوزیته تابع دما هستند، اما تغییرات آن‌ها نسبت به دما ناچیز است. برای داشتن حداقل خطا، خواص سیال در دمای میانگین محاسبه شده است. در جریان‌های آشفته، جملات ناشی از نوسانات سرعت، فشار و دما هم به معادلات فوق اضافی خواهد شد. در این مقاله یک مبدل گرمایی با ۲کانال دوبعدی و جریان ناهمسو، در شرایط کاری مختلف استفاده شده است. برای تحلیل‌هایی به این سبک روش‌های عددی به‌دلیل

ارزان‌بودن روش در قیاس با روش‌های آزمایشگاهی مورد استفاده قرار می‌گیرند [29]. برای مدل‌سازی‌های عددی می‌توان با کدنویسی در نرم‌افزارهایی مثل فرترن و استفاده از تکنیک‌های عددی معرفی‌شده در ادبیات فن به جواب‌های مدنظر دست یافت [30]. همچنین می‌توان از نرم‌افزارهای مدل‌سازی مثل انسیس، کامسول و... استفاده کرد. در این تحقیق از نرم‌افزار کامسول استفاده شده است. این نرم‌افزار معادلات را با روش المان محدود حل می‌کند. برای محاسبهٔ جملات هم‌رفت از روش مرتبه‌دوم و برای محاسبهٔ جملات لزجت از روش مرتبه‌چهار استفاده شده است. مدل‌سازی صفحهٔ میانی الاستیک با درنظرگرفتن برهم‌کنش سیال-جامد انجام یافته است. ۲راه‌حل کلی برای درنظرگرفتن این برهم‌کنش وجود دارد؛ روش اول، روش تقسیم‌شده است که نرم‌افزارهایی مثل انسیس و آباکوس از این روش استفاده می‌کنند؛ روش دوم، روش یکپارچه است که نرم‌افزارهایی مثل کامسول و آدینا از این روش استفاده می‌کنند. در این مقاله از این روش استفاده شده است. در این روش معادلات حاکم بر جریان سیال و جسم جامد الاستیک به‌صورت هم‌زمان در نظر گرفته و حل می‌شوند. مقادیر شرایط مرزی ورودی و خروجی برای هر ۲حالت صفحهٔ میانی صلب و الاستیک یکسان فرض شده‌اند (برای قیاس این ۲حالت با یکدیگر). مقادیر سرعت و دما در ورودی و فشار در خروجی داده شده است. یعنی حتی با جریان ورودی ثابت هم در حالت صفحهٔ میانی نرم (ضریب الاستیسیته کمتر) جابه‌جایی به‌علت عبور سیال انجام می‌گیرد. در ضمن خود پالسی‌بودن جریان ورودی نیز می‌تواند همین اثر را داشته باشد. در حالت کلی جابه‌جایی صفحه‌ای الاستیک با مجموع آثار فوق انجام می‌گیرد. از مدل k-ε برای مدل‌سازی جریان آشفته در این کار استفاده شده است. گام زمانی باتوجه‌به شرایط طوری انتخاب می‌شد که دقت محاسبات را تضمین کند. عدد رینولدز بحرانی ۲۰۰۰ در نظر گرفته شده است. آب به‌عنوان سیال عامل در هر ۲کانال گرم و سرد در نظر گرفته شده است. مدل دوبعدی درشکل(۱) نشان داده شده است.



شکل ۱ هندسه ی مبدل گرمایی دو بعدی نا همسو

در شکل بالا عرض هر ۲مجرای سرد و گرم ۲سانتی‌متر، طول کانال ٤۰سانتی‌متر و ضخامت صفحهٔ میانی ۲میلی‌متر است. سیال گرم از کانال پایینی و سیال سرد از کانال بالایی وارد مبدل گرمایی می‌شوند. در قسمت اول صفحهٔ میانی صلب و در قسمت دوم الاستیک در نظر گرفته شده است. شرط مرزی سرعت ورودی برای کانال گرم به شرح زیر است:

$$U_{inlet} = U_0 \qquad (٤)$$

برای سرعت ورودی مقادیر مختلفی در نظر گرفته شده است تا شبیه‌سازی‌ها برای اعداد رینولدز مختلفی انجام گیرد. سرعت سیال بین ۰/۰۲ تا ۵متر بر ثانیه بوده است. شرط مرزی سرعت ورودی برای کانال سرد به‌صورت زیر است:

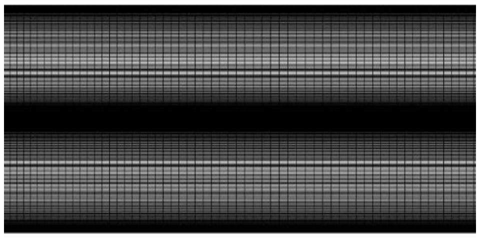
$$U_{inlet} = U_0 \sin(\omega t) \qquad (٥)$$

سرعت ورودی به‌صورت سینوسی داده شده است تا در شرایط نوسانی صفحهٔ الاستیک اثر خودش را روی پارامترهای جریان ازجمله افت فشار و نرخ انتقال گرما نشان دهد. در هر ۲بخش این مطالعه شرط مرزی گرمایی کانال‌های سرد و گرم با دماهای ورودی ثابت مانند زیر در نظر گرفته شده است:

$$T_{hot} = 353\,K;\ T_{cold} = 293\,K \qquad (٦)$$

دیواره‌های بالا و پایین عایق هستند. برای رسیدن به حل پایدار با نتایج قابل‌قبول ۵کیفیت متفاوت شبکه

از نظر تعداد در این پژوهش بررسی شده است (۲۲۰۰۰ – ۳۲۰۰۰– ۴۲۰۰۰– ۵۲۰۰۰– ۶۲۰۰۰). شکل (۲) نمونه‌ای از شبکه‌بندی مسئله را نشان می دهد. در شبکه‌بندی فشرده‌سازی در نزدیکی مرز جامد به کار رفته است.

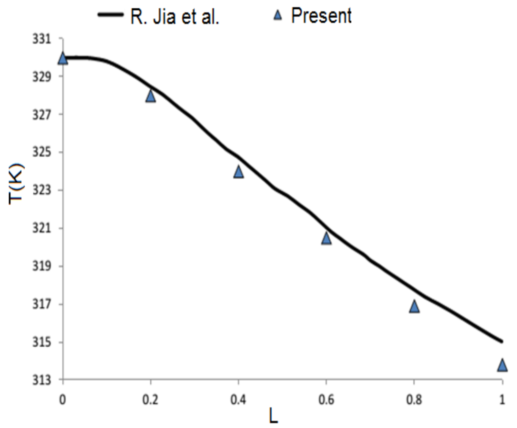


شکل ۲ نمونه ای از شبکه بندی مساله فشرده سازی در نزدیکی مرزها

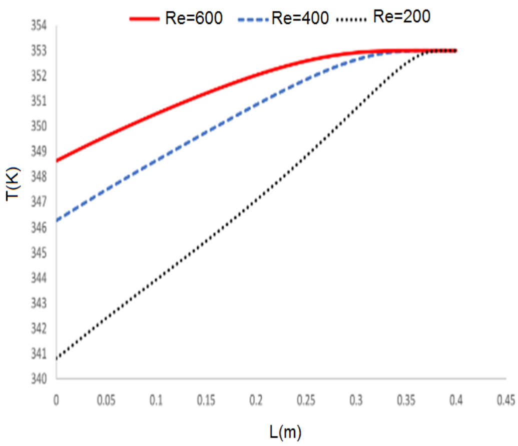
معیار همگرایی 10^{-6} در نظر گرفته شده است. برای مشاهدهٔ تفاوت میان نتایج از نظر تعداد شبکه، پارامتر عدد نوسلت میانگین بررسی شده است. میانگین‌گیری روی صفحه جداکننده انجام گرفته است.جدول(۱) نتایج مقایسه‌ای از نظر تعداد شبکه را نشان می‌دهند. باتوجه‌به جدول(۱) مشاهده می‌شود که نتایج شبکه‌های ۵۲۰۰۰ و ۶۲۰۰۰ تفاوت محسوسی با هم ندارند به همین دلیل به‌خاطر صرفه‌جویی در هزینه و زمان تعداد شبکه ۵۲۰۰۰ برای این پژوهش در نظر گرفته شده است. در نهایت برای حصول اطمینان از صحت نتایج مطالعهٔ حاضر، فرایند انتقال گرما در یک مبدل گرمایی با جریان ناهمسو از مطالعهٔ جیا و همکاران [31] بررسی شده است که باتوجه‌به شکل (۳) تطابق قابل قبولی بین نتایج وجود دارد.

جدول ۱ استقلال نتایج از اندازه ی شبکه

تعداد شبکه	نوسلت میانگین
۲۲۰۰۰	۲/۷۹۲
۳۲۰۰۰	۲/۹۰۷
۴۲۰۰۰	۲/۹۱۹
۵۲۰۰۰	۲/۹۲٤
۶۲۰۰۰	۲/۹۲۵



شکل ۳ مقایسه تغییرات دما بر حسب طول روی خط میانی قسمت گرم (نتایج حاصل از مطالعه جاری و نتایج جیا و همکاران [31])



شکل ٤ نمودار تغییرات دما در طول خط مرکزی کانال گرم در مبدل گرمایی با صفحه صلب در جریان لایه‌ای

نتایج و بحث

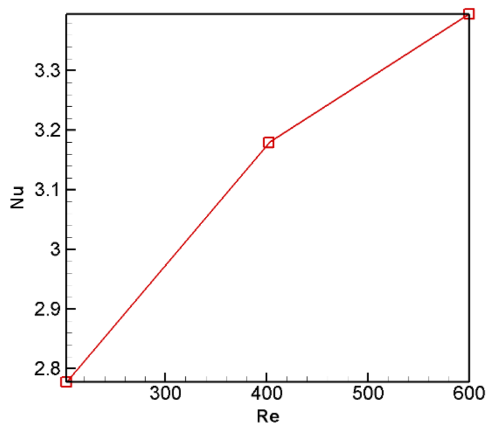
شبیه‌سازی‌های عددی در حالت‌های مختلف و رینولدزهای بین ۲۰۰ تا ۵۰۰۰۰ انجام گرفته است. در ابتدا جریان لایه‌ای برای مبدل گرمایی با صفحه صلب با سرعت ورودی ثابت شبیه‌سازی شده است. نمودار تغییرات دما در طول کانال گرم درشکل (٤) در ۳عدد رینولدز مختلف رسم شده است که با افزایش عدد رینولدز تغییرات دما کم شده است. عدد نوسلت و عدد نوسلت میانگین به شرح زیر تعریف می‌شود.

$$Nu = \frac{hL}{k}, \overline{Nu} = \frac{1}{L}\int Nu\,dx \qquad (۷)$$

در حالت ناپایا علاوه بر میانگین‌گیری مکانی، میانگین‌گیری زمانی هم باید انجام بگیرد. عدد ناسلت برای صفحهٔ میانی مشترک تعریف شده است. صفحات بالا و پایین عایق هستند و طبیعتا عدد ناسلت آن‌ها صفر است. عدد ناسلت و عدد ناسلت میانگین به‌صورت عددی با رابطهٔ زیر محاسبه می‌شود.

$$Nu = \frac{T_{i,2}-T_{i,1}}{y_{i,2}-y_{i,1}}\frac{L}{T_{ref1}-T_{ref2}}, \qquad \bar{N}u = \frac{1}{L}\sum_{i=1}^{IM} Nu_i \Delta y \qquad (۸)$$

شکل (۵) نمودار تغییرات عدد نوسلت میانگین بر حسب رینولدز را نشان می‌دهد. باتوجه‌به این نمودار مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز نوسلت میانگین و در نتیجهٔ آن انتقال گرما افزایش می‌یابد. با افزایش عدد رینولدز سرعت جریان افزایش می‌یابد که این خود باعث رشد تبادل گرمای سیال گرم و سرد می‌شود.



شکل ۵ نمودار نوسلت میانگین بر حسب عدد رینولدز در مبدل گرمایی با صفحه صلب در جریان لایه‌ای

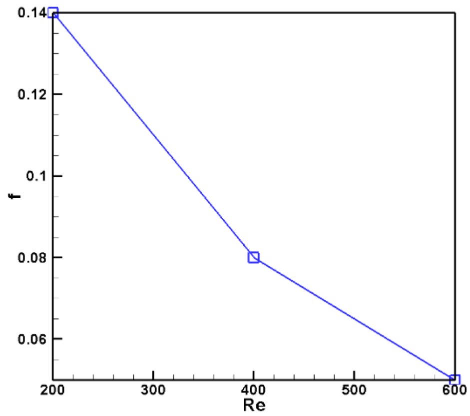
ضریب ا صطکاک و ضریب ا صطکاک میانگین به شرح زیر تعریف می‌شود:

$$f = \frac{\tau}{\rho u^2};\ \bar{f} = \frac{1}{L}\int f\,dx \qquad (۹)$$

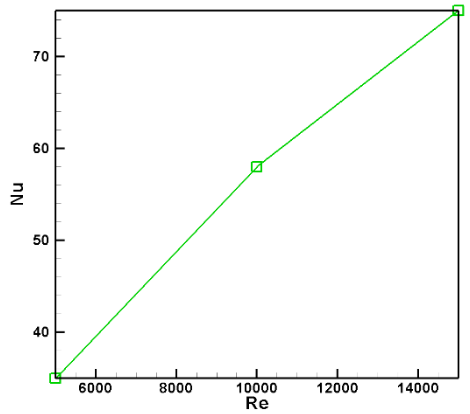
ضریب ا صطکاک و ضریب ا صطکاک میانگین با استفاده از رابطهٔ عددی زیر تعیین می‌شود:

$$f = \frac{\tau_W}{\rho u_\infty^2} = \frac{\mu}{\rho u_\infty^2}\frac{u_{i,2}-u_{i,1}}{y_{i,2}-y_{i,1}}, \qquad \bar{f} = \frac{1}{L}\sum_{i=1}^{IM} f_i \Delta y \qquad (۱۰)$$

پارامتر دیگری که در این بخش نتایج آن بررسی شده، ضریب اصطکاک میانگین در کانال است. در حالت ناپایا علاوه بر میانگین‌گیری مکانی میانگین‌گیری زمانی هم باید انجام بگیرد. ضریب اصطکاک برای صفحهٔ میانی مشترک و صفحات بالا و پایین مبدل تعریف شده است. به‌عبارت دیگر ضریب اصطکاک نماینده کل افت فشار ناشی از تنش برشی در کانال گرم و سرد است.شکل (٦) تغییرات ضریب اصطکاک میانگین بر حسب رینولدز را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که ضریب اصطکاک میانگین با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد. در این قسمت جریان آشفته در مبدل گرمایی با صفحهٔ صلب بررسی شده است. در شکل (۷) نمودار تغییرات عدد نوسلت میانگین نسبت به عدد رینولدز نشان داده شده است که با افزایش رینولدز، نوسلت میانگین نیز افزایش می‌یابد. با اینکه تغییرات دما خیلی کم شده است، ولی انتقال گرما باتوجه‌به افزایش نوسلت افزایش چشمگیری داشته است.

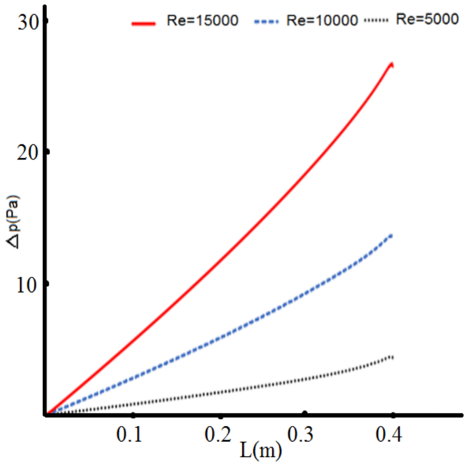


شکل ٦ نمودار تغییرات ضریب اصطکاک میانگین بر حسب عدد رینولدز در مبدل گرمایی با صفحه صلب در جریان لایه‌ای

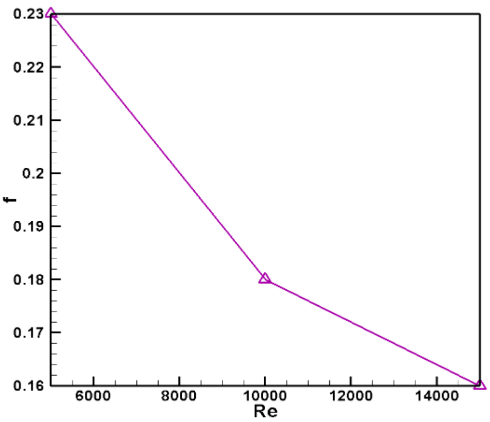


شکل ۷ نمودار نوسلت میانگین بر حسب رینولدز در مبدل گرمایی با صفحه صلب در جریان آشفته

شکل (۸) تغییرات افت فشار در طول کانال در اعداد رینولدز مختلف نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش عدد رینولدز تغییرات افت فشار افزایش چشمگیری داشته و در شکل (۹) نمودار تغییرات ضریب اصطکاک میانگین نسبت به عدد رینولدز آورده شده است. همان‌طور که پیداست، با افزایش عدد رینولدز، ضریب اصطکاک میانگین با کاهش اندکی همراه است که امری بدیهی است و این برای بهبود عملکرد مبدل گرمایی تأثیر مثبتی دارد؛ یعنی هرچه ضریب اصطکاک کاهش یابد ضریب عملکرد مبدل گرمایی افزایش می‌یابد. در این قسمت شبیه‌سازی جریان لایه‌ای برای مبدل گرمایی با صفحهٔ الاستیک انجام می‌گیرد. همچنین نتایج به‌دست‌آمده برای مبدل گرمایی با صفحهٔ الاستیک با نتایج مبدل گرمایی با صفحهٔ صلب مقایسه شده است.

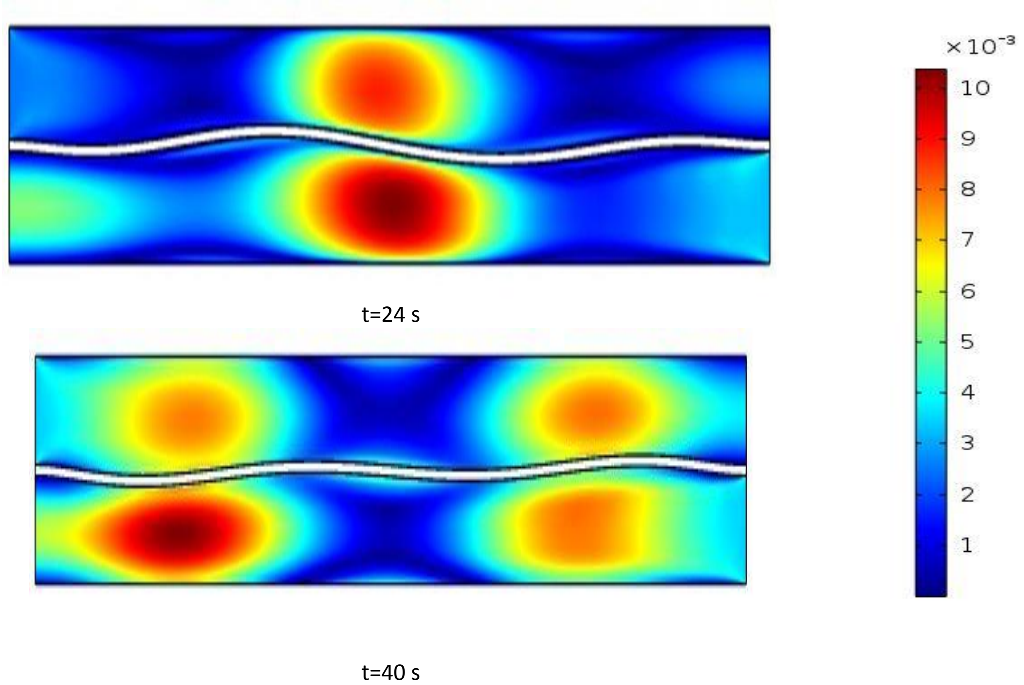


شکل ۸ نمودار افت فشار در طول کانال در مبدل گرمایی با صفحه صلب در جریان آشفته در رینولدزهای مختلف



شکل ۹ ضریب اصطکاک در مبدل گرمایی با صفحه صلب در جریان آشفته در رینولدزهای مختلف

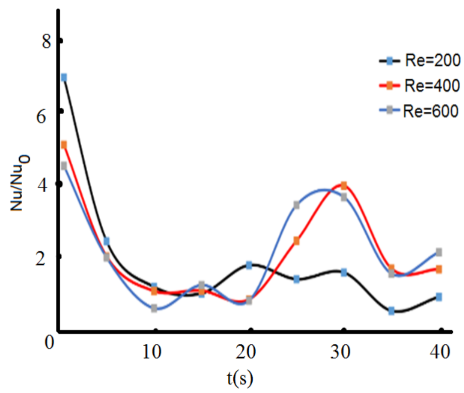
در شکل (۱۰) پروفیل‌های سرعت در عدد رینولدز ٤۰۰ و زمان‌های مختلف نشان داده شده است. اثر الاستیک‌شدن صفحهٔ جداکننده در این شکل کاملا مشخص است.



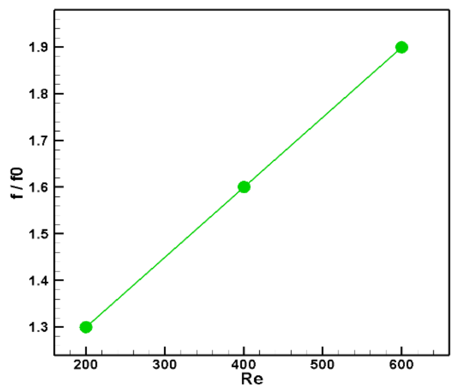
شکل ۱۰ کانتورهای سرعت در مبدل گرمایی با دیواره الاستیک در عدد رینولدز ۴۰۰

در شکل (۱۱) نسبت نوسلت میانگین در حالتی که صفحهٔ بین ۲کانال الاستیک بوده، نسبت به حالتی که صفحهٔ بین ۲کانال ثابت است، در زمان‌های مختلف و همچنین در ۳عدد رینولدز رسم شده است. باتوجه‌به نمودار مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز نسبت نوسلت‌ها در حالت کلی با گذشت زمان افزایش می‌یابد. در تمام حالات نوسلت در هر ۳عدد رینولدز در حالت صفحهٔ میانی الاستیک بیشتر از حالت صفحهٔ صلب است که از دلایل آن می‌توان به جابه‌جایی صفحه با زمان اشاره کرد. سرعت در کانال‌های بالا و پایین در اثر تغییر شکل و جابه‌جایی صفحهٔ الاستیک میانی زیاد می‌شود که باعث افزایش ضریب جابه‌جایی گرمایی و در نتیجه افزایش آهنگ انتقال گرما می‌شود. الاستیک‌شدن صفحهٔ میانی باعث جابه‌جایی صفحهٔ میانی در طول زمان می‌شود. این جابه‌جایی مشخصات جریان مثل میدان سرعت، فشار و دما را تحت‌تأثیر قرار می‌دهد. در نتیجه عدد ناسلت تغییرات خاصی پیدا می‌کند.

برای مقایسهٔ بهتر ۲حالت صفحهٔ میانی الاستیک و صلب باید علاوه بر پارامترهای انتقال گرما، ضریب اصطکاک میانگین نیز در نظر گرفته شود. به همین منظور در شکل (۱۲) نسبت ضریب اصطکاک میانگین کانال با صفحهٔ میانی الاستیک بر کانال با صفحهٔ میانی صلب بر حسب عدد رینولدز رسم شده است. باتوجه‌به شکل مشاهده می‌شود که نسبت ضریب اصطکاک در حالت صفحهٔ میانی الاستیک در تمامی اعداد رینولدز بیشتر از حالت کانال با صفحهٔ صلب است. تغییر عدد رینولدز ناشی از تغییر دبی جرمی و سرعت ورودی است. افزایش سرعت ورودی باعث بیشترشدن تغییر شکل صفحهٔ الاستیک می‌شود. بنابراین افت فشار، تنش برشی و ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد. این قسمت هم به متن مقاله اضافه شد.



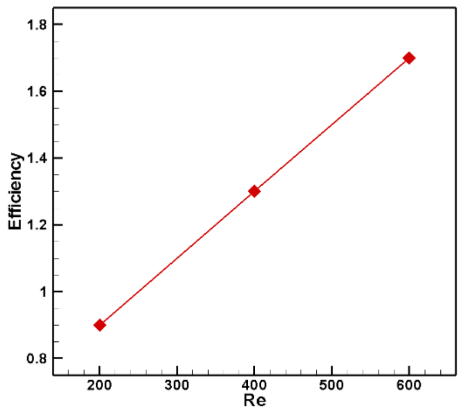
شکل ۱۱ نمودار نسبت عدد نوسلت میانگین مبدل گرمایی با صفحه الاستیک به مبدل گرمایی با صفحه صلب در زمانهای مختلف



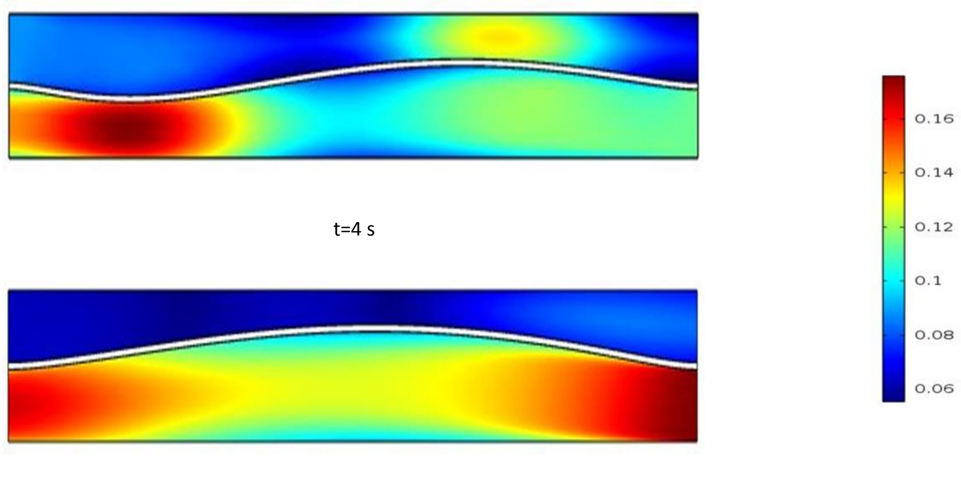
شکل ۱۲ نسبت ضریب اصطکاک در مبدل گرمایی با صفحه الاستیک به مبدل گرمایی با صفحه صلب در t=40s

برای بررســی عملکرد مبدل گرمایی در حالتی که صفحهٔ جداکننده الاستیک در قیاس با حالتی که صفحه جداکننده صلب با شد، از ضریب کارایی زیر ا ستفاده می‌شود:

$$\eta = \frac{\frac{Nu}{Nu_0}}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{1/3}} \qquad (۱۱)$$



شکل ۱۳ نمودار ضریب عملکرد مبدل گرمایی با صفحه الاستیک برای جریان لایه ای (در قیاس با صفحه صلب)

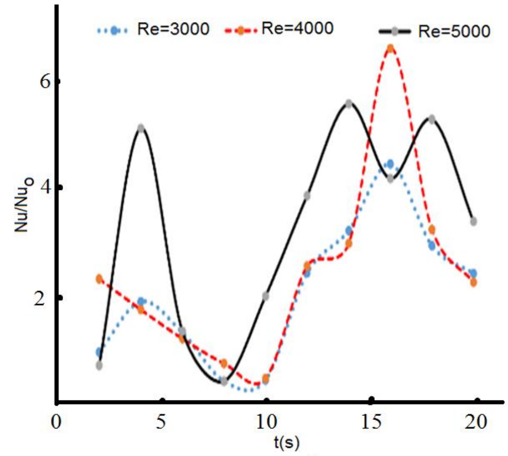


شکل ۱٤ کانتور های سرعت در مبدل گرمایی با صفحه الاستیک در جریان آشفته با عدد رینولدز ٤۰۰۰

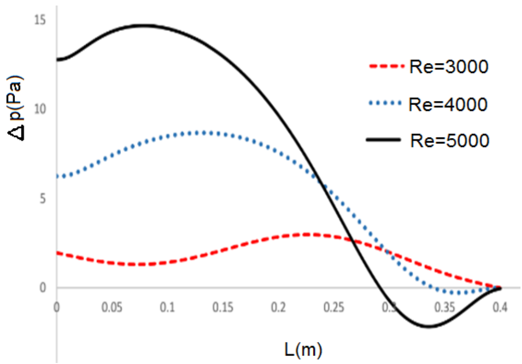
شکل (۱۳) مقادیر این پارامتر را در رینولدزهای مختلف نشان می‌دهد. باتوجه‌به شکل عملکرد مبدل گرمایی به‌جز در عدد رینولدز ۲۰۰ نسبت به حالات مبنا (صفحهٔ میانی صلب) بهبود یافته است و نشانگر این است که الاستیک‌کردن صفحهٔ میانی در این نوع مبدل مؤثر واقع شده است. از دلایل کم‌بودن ضریب عملکرد مبدل در رینولدز ۲۰۰ می‌توان به این اشاره کرد که در این حالت سرعت جریان در مقایسه با بقیهٔ اعداد رینولدز دیگر پایین بوده است و این سرعت تأثیر قابل توجهی بر حرکت‌دادن صفحهٔ میانی ندارد. در قسمت پایانی این مقاله جریان آشفتهٔ داخل مبدل گرما با صفحهٔ الاستیک شبیه‌سازی شده و با نتایج مبدل گرمایی با صفحهٔ صلب مقایسه شده است. در شکل (۱٤) کانتور سرعت در زمان‌های مختلف نشان داده شده است. الاستیک‌شدن صفحهٔ میانی اثر خود را روی پروفیل‌های سرعت می‌گذارد که در این شکل کاملا مشخص است.

شکل (۱۵) نمودار نسبت نوسلت‌های ۲نوع مبدل گرمایی مورد بحث را نسبت به زمان در اعداد رینولدز مختلف برای جریان آشفته نشان می‌دهد. باتوجه‌به شکل (۱۵) مشاهده می‌شود که در اکثر زمان‌ها نسبت عدد نوسلت برای این ۲نوع مبدل گرمایی بزرگ‌تر از یک است که نشان می‌دهد انتقال گرما نسبت به حالت صفحهٔ میانی صلب بیشتر است و به‌عبارتی می‌توان گفت الاستیک‌کردن صفحهٔ میانی همراه با رژیم جریان آشفته ایدهٔ بسیار خوب برای افزایش تبادل گرما بین ۲سیال سرد و گرم است.

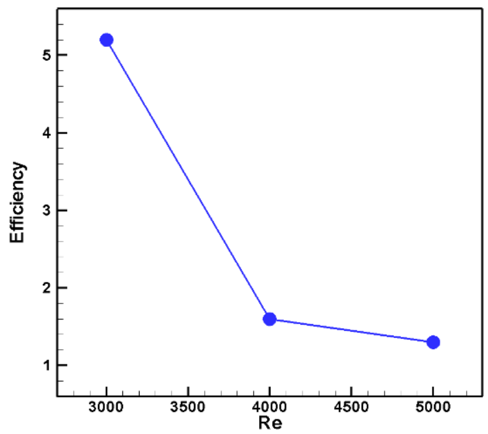
شکل (۱٦) نمودار افت فشار در طول کانال را در اعداد رینولدز مختلف نشان می‌دهد. باتوجه‌به نمودار مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز اختلاف فشار افزایش یافته است. شکل (۱۷) تغییرات ضریب کارایی را بر حسب عدد رینولدز نشان می‌دهد. نتایج این قسمت برای ضریب کارایی نشان می‌دهند که در هر ۳عدد رینولدز عملکرد سیستم بهبود یافته است و همچنین با افزایش عدد رینولدز، ضریب عملکرد کاهش می‌یابد به‌طوری‌که بهترین ضریب عملکرد در عدد رینولدز ۳۰۰۰ مشاهده شد.



شکل ۱۵ نسبت نوسلت میانگین برای مبدل گرمایی با صفحه الاستیک به مبدل گرمایی با صفحه صلب در زمانهای مختلف



شکل ۱٦ نمودار افت فشار در طول کانال با جریان آشفته و صفحه الاستیک



شکل ۱۷ نمودار ضریب عملکرد مبدل گرمایی با صفحه الاستیک برای جریان آشفته (در قیاس با صفحه صلب)

نتیجه‌گیری

در این مقاله مبدل گرمایی ناهمسو در جریان لایه‌ای و آشفته به‌صورت عددی شبیه‌سازی شده است. برای افزایش آهنگ انتقال گرما در مبدل، صفحهٔ جداکننده الاستیک استفاده شد. مبدل گرمایی با صفحهٔ صلب و مبدل گرمایی با صفحهٔ الاستیک جداگانه شبیه‌سازی شدند و در هر ۲حالت ضریب اصطکاک میانگین و عدد نوسلت میانگین برای اعداد رینولدز مختلف تعیین و باهم مقایسه شدند. در تمامی موارد ضریب اصطکاک میانگین و عدد نوسلت میانگین برای مبدل گرمایی با صفحهٔ الاستیک بیشتر بود. نتایج نشان داد در بیشتر موارد ضریب کارایی مبدل گرمایی با صفحهٔ میانی الاستیک به مبدل گرمایی با صفحهٔ میانی صلب آن برتری دارد. نشان داده شد که افزودن صفحهٔ الاستیک میانی تبادل گرما را به‌صورت قابل قبولی افزایش می‌دهد. نتایج نشان داد که حداکثر کارایی ۵/۲ است که در عدد رینولدز ۳۰۰۰ مشاهده شد و حداقل کارایی ۰/۹ است که در عدد رینولدز ۲۰۰ اتفاق می‌افتد.

واژه نامه

آشفته	Pressure
جامد	Solid
دما	Temperature
روش المان محدود	Tinite element Method
سرعت	Velocity
سیال	Fluid
عددی	Numerical
گرما	Heat
گرما-شاره	Thermo-fluid
لایه ای	Laminar
متلاطم	Turbulent
معادلات حاکم	Governing Equation
همرفت	Convection
همگرایی	Convergence

مراجع

1. Adibi, T., Adibi, O., Razavi, S. E., "A Characteristic-based Solution of Forced and Free Convection in Closed Domains with Emphasis on Various Fluids", *International Journal of Engineering,* 32(11) PP. 1689-1695 (2019)**.**
2. Adibi, T., Razavi, S. E., Adibi, O., "A Characteristic-based Numerical Simulation of Water-titanium Dioxide Nano-fluid in Closed Domains", *International Journal of Engineering,* 33(1) PP. 158-163 (2020)**.**
3. Razavi, S. E., Adibi, T., Faramarzi, S., "Impact of inclined and perforated baffles on the laminar thermo-flow behavior in rectangular channels", *SN Applied Sciences,* 2(2) PP. 284 (2020)**.**
4. Adibi, T., Razavi, S.E., Adibi, O., Vajdi, M. and Sadegh Moghanlou, F., "The response of nano-ceramic doped fluids in heat convection models: A characteristics-based numerical approach", *Scientia Iranica,* **28**(5) PP. 2671-2683 (2021)**.**
5. Ji, J., Zhang, J., Gao, R., Shi, B., Li, X., Li, F. and Deng, X., "Numerical Research on Vibration-Enhanced Heat Transfer of Elastic Scroll Tube Bundle", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer,* PP. 1-8 (2021)**.**

6. Dinesh Kumar, S., Chandramohan, D., Purushothaman, K. and Sathish, T., "Optimal hydraulic and thermal constrain for plate heat exchanger using multi objective wale optimization", *Materials Today: Proceedings,* 21 PP. 876-881 (2020)**.**
7. Sadeghi, H. M., Babayan, M., Chamkha **,**A., "Investigation of using multi-layer PCMs in the tubular heat exchanger with periodic heat transfer boundary condition", *International Journal of Heat and Mass Transfer,* 147 PP. 118970 (2020)**.**
8. Adibi, T., Razavi, S. E., Abbasi Tabrizi, E., "Numerical Simulation of the Heat-Fluid Flow Behavior Around the Cylinder with the Controller Wire", *Journal Of Applied and Computational Sciences in Mechanics,* 31(2) PP. 105-126 (2020)**.**
9. Jafar Kazemi, f., Ahangari, a. r., Rahimi, b., "Analysis of Heat and Mass Transfer in an Open Cooling Tower", *Journal Of Applied and Computational Sciences in Mechanics,* 21(1) PP. 59-74 (2010)**.**
10. Nazari, M., Gerivani, H., Tafakkor, S., "Conjugate Heat Transfer in Closed Cavity with Porous Blocks", *Journal Of Applied and Computational Sciences in Mechanics,* 29(1) PP. 111-121 (2018)**.**
11. Khan, W. A., Yovanovich, M. M., "Analytical Modeling of Fluid Flow and Heat Transfer in Microchannel/Nanochannel Heat Sinks", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 22(3) PP. 352-359, (2008).
12. Al-Nimr, M.A., Maqableh, M., Khadrawi, A.F. and Ammourah, S.A., "Fully developed thermal behaviors for parallel flow microchannel heat exchanger", *International Communications in Heat and Mass Transfer,* 36(4) PP. 385-390 (2009)**.**
13. Hasan, M.I., Rageb, A.A., Yaghoubi, M. and Homayoni, H., "Influence of channel geometry on the performance of a counter flow microchannel heat exchanger", *International Journal of Thermal Sciences,* 48(8) PP. 1607-1618 (2009)**.**
14. Vera, M., Liñán, A., "Laminar counterflow parallel-plate heat exchangers: Exact and approximate solutions", *International Journal of Heat and Mass Transfer,* 53(21) PP. 4885-4898 (2010)**.**
15. Sheik Ismail, L., Velraj, R., Ranganayakulu, C., "Studies on pumping power in terms of pressure drop and heat transfer characteristics of compact plate-fin heat exchangers—A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* 14(1) PP. 478-485 (2010)**.**
16. Zhan, C., Duan, Z., Zhao, X., Smith, S., Jin, H. and Riffat, S., "Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling – Paving the path toward sustainable cooling of buildings", *Energy,* 36(12) PP. 6790-6805 (2011)**.**
17. Sammeta, H., Ponnusamy, K., Majid, M.A. and Dheenathayalan, K.,"Effectiveness charts for counter flow corrugated plate heat exchanger", *Simulation Modelling Practice and Theory,* 19(2) PP. 777-784 (2011)**.**
18. Sui, Y., Teo, C. J., Lee, P. S., "Direct numerical simulation of fluid flow and heat transfer in periodic wavy channels with rectangular cross-sections", *International Journal of Heat and Mass Transfer,* 55(1) PP. 73-88 (2012)**.**

19. Faizal, M., Ahmed, M. R., "Experimental studies on a corrugated plate heat exchanger for small temperature difference applications", *Experimental Thermal and Fluid Science,* 36 PP **.**242-248, (2012).
20. Zhang, G.-m., Li, G.-q., Li, W., Zhang, Z., Leng, X.-l. and Tian, M.-c., "Particulate fouling and composite fouling assessment in corrugated plate heat exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60 PP. 263-273 (2013)**.**
21. Bell, I.H., Quoilin, S., Georges, E., Braun, J.E., Groll, E.A., Horton, W.T. and Lemort, V., "A generalized moving-boundary algorithm to predict the heat transfer rate of counterflow heat exchangers for any phase configuration", *Applied Thermal Engineering*, 79 PP. 192-201 (2015)**.**
22. Sarraf, K., Launay, S., Tadrist, L**" ,.**Complex 3D-flow analysis and corrugation angle effect in plate heat exchangers", *International Journal of Thermal Sciences,* 94 PP. 126-138 (2015)**.**
23. Wajs, J., Mikielewicz, D., "Influence of metallic porous microlayer on pressure drop and heat transfer of stainless steel plate heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, 93 PP. 1337-1346 (2016)**.**
24. Aminuddin, M., Zubair, S. M., "Analytical solutions to counter-flow heat exchanger subjected to external heat flux and axial conduction", *International Journal of Refrigeration*, 74 PP. 22-37 (2017)**.**
25. Imran, M., Pambudi, N. A., Farooq, M., "Thermal and hydraulic optimization of plate heat exchanger using multi objective genetic algorithm", *Case Studies in Thermal Engineering*, 10 PP. 570-578 (2017)**.**
26. Lu, W., Zhang, T., Yang, M. and Wu, Y., "Analytical solutions of force convective heat transfer in plate heat exchangers partially filled with metal foams", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 110 PP. 476-481 (2017)**.**
27. Sheikholeslami, M., Haq, R.-u., Shafee, A., Li, Z., Elaraki, Y.G. and Tlili, I., "Heat transfer simulation of heat storage unit with nanoparticles and fins through a heat exchanger", *International Journal of Heat and Mass Transfer,* 135 PP. 470-478 (2019)**.**
28. Razavi, S. E., Adibi, T., "A novel multidimensional characteristic modeling of incompressible convective heat transfer", *Journal of Applied Fluid Mechanics,* 9(4) PP. 1135-1146 (2016)**.**
29. Adibi, T., Razavi, S. E., "A new characteristic approach for incompressible thermo-flow in Cartesian and non-Cartesian grids", *International Journal for Numerical Methods in Fluids,* 79(8) PP. 371-393 (2015)**.**
30. Adibi, T., "Three-dimensional characteristic approach for incompressible thermo-flows and influence of artificial compressibility parameter", *Journal of Computational & Applied Research in Mechanical Engineering (JCARME),* 8(2) PP. 223-234 (2019)**.**
31. Jia, R., Hu, J., Xiong, X., Modeling of a Counter Flow Plate Fin Heat Exchanger, in: COMSOL Boston Conference, (2014)**..**

Simulation of Fluid Flow in a Heat Exchanger with Elastic Intermediate Separator at Different Working Conditions

Seyed Esmail Razavi[1] Tohid Adibi[2]

1. Introduction

The process of heat exchange between two fluids with different temperatures separated by a solid wall occurs in many engineering applications. Applications of heat exchangers can be found in building heating systems, air conditioning, power generation, heat recovery, and chemical processes. Increasing the heat transfer rate in heat exchangers is very important. Many types of research have been done on heat exchangers. The issue of heat transfer is one of the important issues that generally don't have an analytical solution because the heat transfer governing equations do not have an exact mathematical solution. Moreover, experimental methods are expensive, so most of the researches in this regard has been done numerically.

In this work, a plate heat exchanger with an inconsistent flow was investigated in different working conditions. Four different models in laminar and turbulent flows with rigid and elastic plates at different Reynolds numbers were studied, and the effect of the separator plate elasticity on the heat transfer rate and the efficiency of the heat exchanger was investigated. A sinusoidal profile was used at the entrance to the cold passage. The results of this study showed that the elasticity of the intermediate plate in both laminar and turbulent flow has raised the heat transfer rate. However, in cases where the middle plane was elastic, the friction coefficient increased in comparison with the rigid plate. The efficiency of the heat exchanger was defined and obtained for the heat exchanger to consider both heat transfer rate and pressure drop. Results showed that in most cases, the efficiency of the heat exchanger with an elastic separator is more than one. The results showed that the maximum efficiency is 5.2 which was observed in Re=3000 and the minimum efficiency is 0.9 which occurs in Re=200.

Similar and different articles are given in the introduction of this article. In the reviewed studies, the rate of heat transfer has increased in different ways, in which case there are similarities between the reviewed studies and the present study. But in none of the studies, the elastic plate has been used to increase the heat transfer rate. Therefore, this study is a new work. Laminar and turbulent flows in heat exchangers with currents that are inconsistent with rigid and elastic intermediate plates were investigated. The purpose of this study was to investigate the factors affecting the performance of heat exchangers. For this purpose, with the sinusoidal input velocity that causes the deformation of the elastic plate, the heat transfer performance in different Reynolds numbers for laminar and turbulent flows was investigated. The present research focused more on the aspects of heat transfer than just application. With some design work, however, it can be applied to some exchangers. Depending on the working range of the heat exchanger with the elastic middle plate, the material of the elastic plate must be considered in such a way as to maintain its structural properties at high temperatures.

2. Governing equations and boundary conditions

The governing equations for two-dimensional incompressible flows are

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0$$
$$\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=$$
$$-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\upsilon\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right),$$
$$\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=$$
$$-g-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\upsilon\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right),$$
$$\frac{\partial T}{\partial t}+u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=$$
$$\frac{1}{\rho C_p}\left(u\frac{\partial p}{\partial x}+v\frac{\partial p}{\partial y}\right)+$$
$$\frac{k}{\rho C_p}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right)+\frac{\mu}{\rho C_p}\Phi. \quad (1)$$

[1]. Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran.
[2]. Corresponding Author, Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Bonab, Bonab, Iran. Email: tohidadibi@bonabu.ac.ir

Figure 1 shows the geometry of the heat exchanger and its boundary conditions.

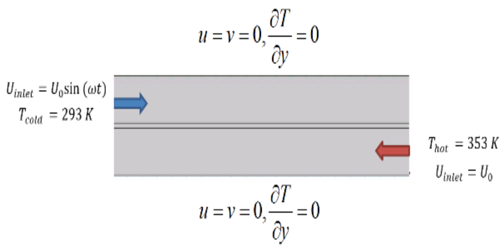


Figure 1. The geometry of the heat exchanger and its boundary conditions

3. Results and Discussion

Changing in heat exchanger characteristics alters the pressure drop and heat transfer rate simultaneously. So the friction factor and the Nusselt number change and one needs to have an equation that can consider these dimensionless parameters simultaneously. The efficiency is defined for this purpose as

$$\eta = \frac{\frac{Nu}{Nu_0}}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{1/3}} \quad (2)$$

Figure 2 shows the efficiency coefficient changes in terms of Reynolds number. The results of this section for the efficiency coefficient show that in all three Reynolds numbers, the system performance has improved, and with increasing the Reynolds number, the performance coefficient decreases so that the best performance coefficient was observed in the Reynolds number 3000.

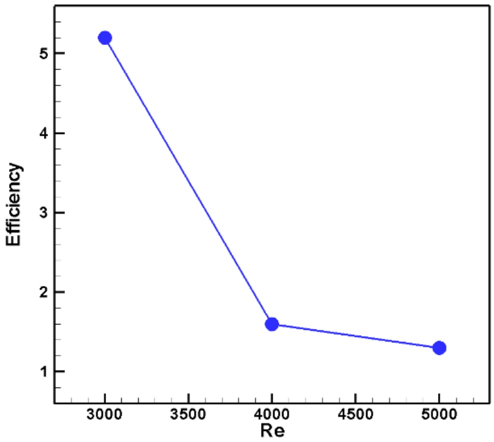


Figure 2. The performance diagram of simulated heat exchanger with an elastic plate for turbulent flow

4. Conclusion

In this study, heterogeneous heat exchangers in laminar and turbulent flow are numerically simulated. An elastic separator plate was used to increase the heat transfer rate in the heat exchanger. A heat exchanger with a rigid plate and a heat exchanger with an elastic plate were simulated separately and in both cases, the mean coefficient of friction and the mean Nusselt number for different Reynolds numbers were determined and compared. In all cases, the mean coefficient of friction and the mean Nusselt number were higher for heat exchangers with elastic plates. The results showed that in most cases, the efficiency coefficient of the heat exchanger with an elastic middle plate is superior to the heat exchanger with its rigid middle plate. It was shown that adding an intermediate elastic plate increases heat transfer rate significantly. The results showed that the maximum efficiency is 5.2 that was observed in Reynolds 3000 and the minimum efficiency is 0.9 that occurred in Reynolds 200.